



## PATENT ABSTRACTS OF JAPAN

(11) Publication number: **2002327834 A**

(43) Date of publication of application: **15.11.02**

(51) Int. CI

**F16H 61/02**  
**// F16H 59:24**  
**F16H 59:40**  
**F16H 59:42**  
**F16H 59:44**  
**F16H 59:70**  
**F16H 63:12**

(21) Application number: 2001131357

(22) Date of filing: 27.04.01

(71) Applicant . . . AISIN AW CO LTD.

(72) Inventor: SEKI MASAHIRO  
YAMAMOTO YOSHIHISA  
UNOKI MASAMICHI  
MIZUTANI TSUTOMU

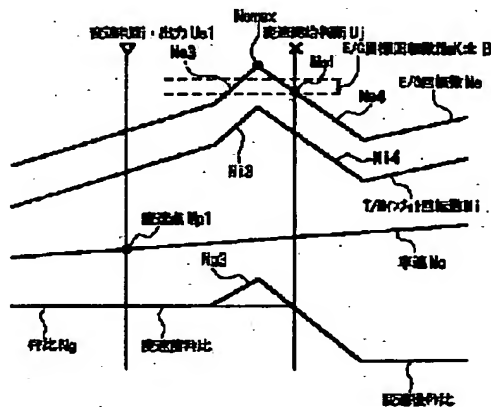
## (54) SHIFT CONTROLLER FOR AUTOMATIC TRANSMISSION

**(57) Abstract:**

**PROBLEM TO BE SOLVED:** To resolve a problem of erroneous learning due to racing of an engine when shift points are learned and corrected on the basis of maximum engine speed.

**SOLUTION:** In an upshift during full throttle, an actual shift start is delayed by delay of oil pressure, rise of torque capacity of a clutch or the like even when a shift judgment  $Us1$  is outputted from a control part, and a shift start  $Uj$  is judged by comparing an input rotational frequency  $Ni$  with a value multiplying a gear ratio before shifting on an output rotational frequency (a vehicle speed)  $No$ . A shift point  $Mp1$  is learned and corrected on the basis of a rotational frequency  $Ne1$  at the shift start.

**COPYRIGHT: (C)2003,JPO**



(19) 日本国特許庁 (J P)

(12) 公開特許公報 (A)

(11) 特許出願公開番号  
特開2002-327834  
(P2002-327834A)

(43) 公開日 平成14年11月15日 (2002. 11. 15)

(51) Int.Cl. <sup>7</sup>	識別記号	F I	テーマコード <sup>*</sup> (参考)
F 1 6 H 61/02		F 1 6 H 61/02	3 J 5 5 2
// F 1 6 H 59: 24		59: 24	
59: 40		59: 40	
59: 42		59: 42	
59: 44		59: 44	
審査請求 未請求 請求項の数 6 O L (全 10 頁) 最終頁に続く			

(21) 出願番号 特願2001-131357(P2001-131357)

(22) 出願日 平成13年4月27日 (2001. 4. 27)

(71) 出願人 000100768

アイシン・エイ・ダブリュ株式会社

愛知県安城市藤井町高根10番地

(72) 発明者 関井 賢博

愛知県安城市藤井町高根10番地 アイシ  
ン・エイ・ダブリュ株式会社内

(72) 発明者 山本 義久

愛知県安城市藤井町高根10番地 アイシ  
ン・エイ・ダブリュ株式会社内

(74) 代理人 100082337

弁理士 近島 一夫 (外1名)

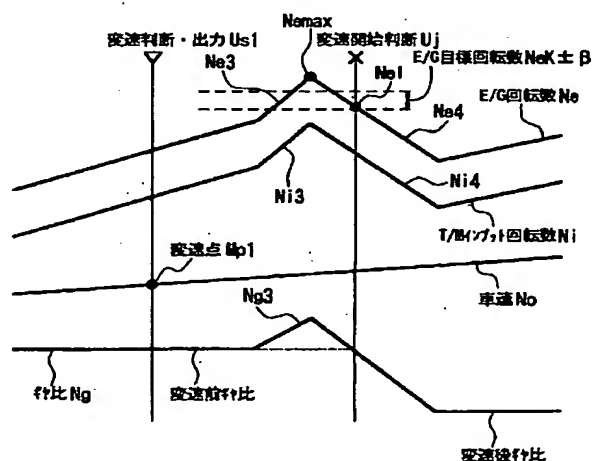
最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 自動変速機の変速制御装置

(57) 【要約】

【課題】 エンジン最高回転数に基づき変速点を学習補正するものにあつては、エンジンの吹き上がりが生じた場合、誤学習をしてしまう。

【解決手段】 スロットル全開時のアップシフトにおいて、制御部から変速判断  $U_{s1}$  が出力されても、油圧の遅れ及びクラッチのトルク容量の上昇等により実際の変速開始は遅れ、出力回転数 (車速)  $N_o$  に変速前ギヤ比を乗じた値と入力回転数  $N_i$  を比較することにより変速開始  $U_j$  を判断する。該変速開始時のエンジン回転数  $N_{e1}$  に基づき変速点  $M_{p1}$  を学習補正する。



## 【特許請求の範囲】

【請求項1】 予め決められた変速条件に基づき変速が実行される自動変速機の変速制御装置において、前記変速条件に従って変速判断を出力する変速判断手段と、

該変速判断出力に基づき、実際の変速を実行する変速実行手段と、

該変速実行手段に基づく実際の変速が開始される時を判断し、該変速開始時のエンジン回転数を検出する変速開始時エンジン回転数検出手段と、

前記変速開始時のエンジン回転数とエンジン目標回転数とを比較して、前記変速条件を補正する学習補正手段と、

を備えることを特徴とする自動変速機の変速制御装置。

【請求項2】 前記変速開始時エンジン回転数検出手段は、自動変速機の出力回転数に変速前変速段のギヤ比を乗じた値と、自動変速機の入力回転数との比較に基づき変速開始を判断し、該変速開始時のエンジン回転数を検出してなる、

請求項1記載の自動変速機の変速制御装置。

【請求項3】 前記変速条件は、車速及びエンジンの出力要求にて定まる変速マップからなり、

前記学習補正手段は、前記変速開始時のエンジン回転数が前記エンジン目標回転数より大きい場合、前記車速が低くなる方向に補正し、前記変速開始時のエンジン回転数が前記エンジン目標回転数より小さい場合、前記車速が高くなる方向に補正してなる、

請求項1又は2記載の自動変速機の変速制御装置。

【請求項4】 前記学習補正手段による車速の補正は、前記変速マップによる車速に対する補正値を1回について所定量を増減してなる、

請求項3記載の自動変速機の変速制御装置。

【請求項5】 前記変速実行手段による変速は、エンジンの最大出力要求時におけるアップシフトである、

請求項3記載の自動変速機の変速制御装置。

【請求項6】 前記変速実行手段は、一方の摩擦係合手段を解放すると共に他方の摩擦係合手段に係合して、前記変速を実行してなる、

請求項1ないし5のいずれか記載の自動変速機の変速制御装置。

## 【発明の詳細な説明】

【0001】

【発明の属する技術分野】 本発明は、エンジンと共に車輻に搭載される自動変速機の変速制御装置に係り、詳しくはパワーオンアップシフト、特にエンジン最大出力要求時（スロットル全開時）のアップシフトにおける変速点の学習制御に関する。

【0002】

【従来の技術】 一般に、自動変速機は、予め車速とエンジン出力要求（一般的にはスロットル開度）で定まるマ

ップ（変速線図）に基づき変速判断が出力されている。エンジンの最大出力が要求されるスロットル全開状態の変速においては、エンジン回転数が許容最高回転となることが望ましいが、エンジン及び自動変速機の製造時の個体誤差、エンジンの経年劣化によるトルク低下等の経時変化、及びエンジンの吸気温、吸気圧等により、上記エンジン回転数が許容最高回転数に達しなかったり、又は超えてしまう（いわゆるオーバレブ）場合がある。

【0003】 従来、上記対策として特公平7-23745号公報に示されるものがある。このものは、変速中のエンジン回転速度の最大値を検出し、該エンジン最高回転数が予め設定された基準の値となるように、変速点を変更・補正するものである。

【0004】 しかし、一方の摩擦係合要素に係合すると共に他方の摩擦係合要素を解放して所定変速段を達成する、いわゆるクラッチツークラッチ変速時には、解放側摩擦係合要素の解放タイミングに対して係合側摩擦係合要素の係合タイミングが遅れると、両摩擦係合要素が解放された状態となってエンジンの吹き上がりを生じる。

このような場合、上記エンジン最高回転数により変速点を補正すると、該エンジン吹き上がり回転数が基準となって、変速点の補正が行われてしまう。

【0005】 即ち、図7に示すように、スロットルを開いてアップシフトする状態（パワーオンアップシフト）にあって、車速 $N_o$ 及びスロットル開度に基づくマップの変速点 $Mp1$ により変速判断指令 $Us1$ が出力するが、油圧サーボのピストンストローク等により、実際の上記摩擦係合要素の切換えによる変速は遅れて、エンジン回転数 $Ne1$ は上昇し続け、実際のアップシフトに伴い、変速後段側のギヤ比に対応するようにエンジン回転数が低下し、そして再びスロットル開度に応じてエンジン回転数が上昇する。

【0006】 図7(a)に示すように、エンジン最高回転数 $Ne_{max}$ が予め設定されているエンジン目標回転数（設定帯） $NeK \pm \beta$ の範囲にある場合、変速点 $Mp1$ は補正されることなく、維持される。また、図7(b)に示すように、エンジン最高回転数 $Ne1_{max}$ が上記エンジン目標回転数 $NeK \pm \beta$ より高くなった場合、エンジンが許容回転数以上（いわゆるレッドゾーン）になる虞れがあるとして、変速点が早くなる方向に学習補正される（ $Mp1 \rightarrow Mp2$ ）。これにより、次の変速時には、該学習補正された変速点 $Mp2$ に基づき変速判断指令 $Us2$ が出力され、破線で示すように、摩擦係合要素の切換えによる実際の変速も早目に進行して、該補正後のエンジン回転数 $Ne2$ の最高回転数 $Ne2_{max}$ は、上記エンジン目標回転数 $NeK \pm \beta$ の範囲内に入る。

【0007】 図7(c)に示すように、エンジン最高回転数 $Ne1_{max}$ が上記エンジン目標回転数 $NeK \pm \beta$ より低下している場合、スロットル全開に対応するエン

10

20

30

40

50

ン出力が出ていないと判断して、変速点が遅くなる方向に学習補正される ( $Mp1 \rightarrow Mp2$ )。これにより、次の変速時においては、該学習された変速点  $Mp2$  に基づき変速判断指令  $Us2$  が出力され、破線で示すように、実際の変速も遅れて進行し、該補正後のエンジン回転数  $Ne2$  の最高回転数  $Ne2_{max}$  は、上記エンジン目標回転数  $NeK \pm \beta$  の範囲内に入る。

【0008】

【発明が解決しようとする課題】 上述したように、通常の場合は、エンジン最高回転数に基づき変速点の学習補正が行われても、該エンジン最高回転数が目標回転数になるように補正が行われるが、図8に示すように、エンジンの吹き上げが生じた場合、即ち摩擦係合要素の係合タイミングが解放タイミングに対して遅れて無負荷に近い状態になると、エンジン回転数  $Ne3$  は急角度で上昇し、エンジン最高回転数  $Ne3_{max}$  は、エンジン目標回転数  $NeK \pm \beta$  の範囲を超えて高くなってしまふ。すると、上述した学習補正に基づき (図7 (b) 参照)、エンジン吹きによるエンジン回転数  $Ne3$  の上昇に拘らず、破線で示すように、実際の変速が遅れていると判断して、変速点は早くなる方向に学習補正される ( $Mp1 \rightarrow Mp2$ )。従って、次の変速時において、該学習補正された変速点  $Mp2$  に基づく変速判断指令  $Us2$  により変速が進行し、該補正後のエンジン回転数  $Ne2$  は、一点鎖線で示すようになり、その最高回転数  $Ne2_{max}$  は、エンジン目標回転数  $NeK \pm \beta$  より低下した状態となる。

【0009】 このように、変速点の学習補正をエンジン回転数の最高値に基づき行くと、エンジン吹きが生じた場合、誤って補正することになり、該エンジン吹きは、クラッチワーククラッチのタイミングによりランダムにおこるので、次の正常なタイミングにおける変速時に、エンジン回転数が許容最高回転数にまで達せず、最大出力を得ることができなくなる。

【0010】 そこで、本発明は、実際の変速が開始した時のエンジン回転数を検出することにより、例えばエンジン吹きが生じて、常に正しい学習補正を行うことができる自動変速機の変速制御装置を提供することを目的とするものである。

【0011】

【課題を解決するための手段】 請求項1に係る本発明は、予め決められた変速条件 (29) に基づき変速が実行される自動変速機 (1) の変速制御装置において、前記変速条件に従って変速判断 ( $Us1$ ,  $Us2$ ) を出力する変速判断手段 (30, S3, S4) と、該変速判断出力に基づき、実際の変速を実行する変速実行手段 (33) と、該変速実行手段に基づく実際の変速が開始される時を判断 ( $Uj$ ) し、該変速開始時のエンジン回転数 ( $Ne1$ ) を検出する変速開始時エンジン回転数検出手段 (31, S5) と、前記変速開始時のエンジン回転数

( $Ne1$ ) とエンジン目標回転数 ( $NeK \pm \beta$ ) とを比較して、前記変速条件を補正する学習補正手段 (32, S2, S7, S8, S9, S10) と、を備えることを特徴とする自動変速機の変速制御装置にある。

【0012】 請求項2に係る本発明は、前記変速開始時エンジン回転数検出手段 (31, S5) は、自動変速機の出力回転数 ( $No$ ) に変速前変速段のギヤ比を乗じた値 ( $Ng$ ) と、自動変速機の入力回転数 ( $Ni$ ) との比較に基づき変速開始 ( $Uj$ ) を判断し、該変速開始時のエンジン回転数 ( $Ne1$ ) を検出してなる、請求項1記載の自動変速機の変速制御装置にある。

【0013】 請求項3に係る本発明は、前記変速条件は、車速 ( $No$ ) 及びエンジンの出力要求 ( $TH$ ) にて定まる変速マップ (29) からなり、前記学習補正手段 (32) は、前記変速開始時のエンジン回転数 ( $Ne1$ ) が前記エンジン目標回転数 ( $NeK + \beta$ ) より大きい場合 (S7)、前記車速が低くなる方向に補正し (S8)、前記変速開始時のエンジン回転数 ( $Ne1$ ) が前記エンジン目標回転数 ( $NeK - \beta$ ) より小さい場合 (S9)、前記車速が高くなる方向に補正してなる (S10)、請求項1又は2記載の自動変速機の変速制御装置にある。

【0014】 請求項4に係る本発明は、前記学習補正手段による車速の補正 (S2, S8, S10) は、前記変速マップによる車速 ( $NoA$ ) に対する補正值 ( $NoH$ ) を1回について所定量 ( $\alpha$ ) を増減してなる、請求項3記載の自動変速機の変速制御装置にある。

【0015】 請求項5に係る本発明は、前記変速実行手段 (33) による変速は、エンジンの最大出力要求時におけるアップシフトである、請求項3記載の自動変速機の変速制御装置にある。

【0016】 請求項6に係る本発明は、前記変速実行手段 (33) は、一方の摩擦係合手段を解放すると共に他方の摩擦係合手段に係合して、前記変速を実行してなる、請求項1ないし5のいずれか記載の自動変速機の変速制御装置にある。

【0017】 なお、上記カッコ内の符号は、図面と対照するためのものであるが、これにより特許請求の範囲の記載に何等影響を与えるものではない。

【0018】

【発明の効果】 請求項1に係る本発明によると、変速開始時におけるエンジン回転数に基づき変速点を学習補正するので、変速実行中にエンジンの吹き上げが生じてエンジン回転数が上昇しても、これにより誤学習することなく、常に適正な変速点の学習補正を行うことができる。

【0019】 請求項2に係る本発明によると、変速開始時は、出力回転 (車速) センサ等により容易かつ正確に検出される出力回転数に変速前変速段のギヤ比を乗じた値と、入力回転センサ等により容易かつ正確に検出され

る入力回転数とを比較することにより判断され、かつエンジン回転数センサにより容易かつ確実に変速開始時のエンジン回転数を検出できるので、精度の高い学習補正を高い信頼性にて行うことができる。

【0020】請求項3に係る本発明によると、エンジン目標回転数に対して、変速開始時エンジン回転数が大きい場合は、変速マップの車速が低くなる方向に、また変速開始エンジン目標数が小さい場合は、車速が高くなる方向に補正するので、変速中のエンジン回転数を常に適正な方向に学習補正して、常に適正なエンジン回転数にて効率よく変速することができる。

【0021】請求項4に係る本発明によると、車速の補正は、変速マップによる車速に対する補正値を1回について所定量増減するので、変速1回に対して大きく補正し過ぎることがなく、比較的簡単な学習により常に適正な方向に補正して、信頼性の高い学習補正により、信頼性の高い変速制御を行うことができる。

【0022】請求項5に係る本発明によると、エンジン最大出力要求時、いわゆるキックダウン時におけるアップシフトに適用するので、変速中のエンジン回転数を常に許容最高回転数になるようにして、エンジンを最大出力状態でかつエンジン回転数が過回転になることを防止しつつ、変速制御を行うことができる。

【0023】請求項6に係る本発明によると、微妙なタイミングが要求される、いわゆるクラッチツークラッチによる変速に適用するので、該変速は、タイミングのズレによるエンジンの吹き上げが生じ易いが、該エンジン吹き上げが生じても、該エンジン吹き上げによる誤学習をすることがなく、常に適正な変速点の学習補正を行うことができる。

【0024】

【発明の実施の形態】以下、図面に沿って、本発明の実施の形態について説明する。

【0025】5速自動変速機1は、図2に示すように、トルクコンバータ4、3速主変速機構2、3速副変速機構5及びディファレンシャル8を備えており、かつこれら各部は互に接合して一体に構成されるケースに収納されている。トルクコンバータ4は、ロックアップクラッチ4aを備えており、エンジンクランクシャフト13から、トルクコンバータ内の油流を介して又はロックアップクラッチによる機械的接続を介して主変速機構2の入力軸3に入力する。そして、前記一体ケースにはクランクシャフトと整列して配置されている第1軸3（具体的には入力軸）及び該第1軸3と平行に第2軸6（カウンタ軸）及び第3軸（左右車軸）14a、14bが回転自在に支持されており、また該ケースの外側にパルプボディが配設されている。

【0026】主変速機構2は、シンプルブラネタリギヤ7とダブルビニオンブラネタリギヤ9からなるブラネタリギヤユニット15を有しており、シンプルブラネタリ

ギヤ7はサンギヤS1、リングギヤR1、及びこれらギヤに啮合するビニオンP1を支持したキャリアCRからなり、またダブルビニオンブラネタリギヤ9は上記サンギヤS1と異なる歯数からなるサンギヤS2、リングギヤR2、並びにサンギヤS2に啮合するビニオンP2及びリングギヤR2に啮合するビニオンP3を前記シンプルブラネタリギヤ7のビニオンP1と共に支持する共通キャリアCRからなる。

【0027】そして、エンジンクランクシャフト13からトルクコンバータ4を介して連動している入力軸3は、入力（フォワード）クラッチC1を介してシンプルブラネタリギヤ7のリングギヤR1に連結し得ると共に、第2の（ダイレクト）クラッチC2を介してシンプルブラネタリギヤ7のサンギヤS1に連結し得る。また、ダブルビニオンブラネタリギヤ9のサンギヤS2は、第1のブレーキB1にて直接係止し得ると共に、第1のワンウェイクラッチF1を介して第2のブレーキB2にて係止し得る。更に、ダブルビニオンブラネタリギヤ9のリングギヤR2は、第3のブレーキB3及びそれに並列している第2のワンウェイクラッチF2にて係止し得る。そして、共通キャリアCRが、主変速機構2の出力部材となるカウンタドライブギヤ18に連結している。

【0028】一方、副変速機構5は、第2軸を構成するカウンタ軸6の軸線方向リヤ側に向って、出力ギヤ16、第1のシンプルブラネタリギヤ10及び第2のシンプルブラネタリギヤ11が順に配置されており、またカウンタ軸6はベアリングを介して一体ケースに回転自在に支持されている。前記第1及び第2のシンプルブラネタリギヤ10、11は、シンプソントイプからなる。

【0029】また、第1のシンプルブラネタリギヤ10は、そのリングギヤR3が前記カウンタドライブギヤ18に啮合するカウンタドリブンギヤ17に連結しており、そのサンギヤS3がカウンタ軸6に回転自在に支持されているスリーブ軸12に固定されている。そして、ビニオンP3はカウンタ軸6に一体に連結されたフランジからなるキャリアCR3に支持されており、また該ビニオンP3の他端を支持するキャリアCR3はUDダイレクトクラッチC3のインナハブに連結している。また、第2のシンプルブラネタリギヤ11は、そのサンギヤS4が前記スリーブ軸12に形成されて前記第1のシンプルブラネタリギヤのサンギヤS3に連結されており、そのリングギヤR4は、カウンタ軸6に連結されている。

【0030】そして、UDダイレクトクラッチC3は、前記第1のシンプルブラネタリギヤのキャリアCR3と前記連結されたサンギヤS3、S4との間に介在しており、かつ該連結されたサンギヤS3、S4は、バンドブレーキからなる第4のブレーキB4にて係止し得る。更に、第2のシンプルブラネタリギヤのビニオンP4を支

持するキャリアCR4は、第5のブレーキB5にて係止し得る。

【0031】について、図2及び図3に沿って、本5速自動変速機の機構部分の作用について説明する。

【0032】D（ドライブ）レンジにおける1速（1ST）状態では、フォワードクラッチC1が接続し、かつ第5のブレーキB5及び第2のワンウェイクラッチF2が係止して、ダブルピニオンブラネタリギヤのリングギヤR2及び第2のシンプルブラネタリギヤ11のキャリアCR4が停止状態に保持される。この状態では、入力軸3の回転は、フォワードクラッチC1を介してシンプルブラネタリギヤのリングギヤR1に伝達され、かつダブルピニオンブラネタリギヤのリングギヤR2は停止状態にあるので、両サンギヤS1、S2を逆方向に空転させながら共通キャリアCRが正方向に大幅減速回転される。即ち、主変速機構2は、1速状態にあり、該減速回転がカウンタギヤ18、17を介して副変速機構5における第1のシンプルブラネタリギヤのリングギヤR3に伝達される。該副変速機構5は、第5のブレーキB5により第2のシンプルブラネタリギヤのキャリアCR4が停止され、1速状態にあり、前記主変速機構2の減速回転は、該副変速機構5により更に減速されて、出力ギヤ16から出力する。

【0033】2速（2ND）状態では、フォワードクラッチC1に加えて、第2のブレーキB2（及び第1のブレーキB1）が作動し、更に、第2のワンウェイクラッチF2から第1のワンウェイクラッチF1に作動が切りかわり、かつ第5のブレーキB5が係止状態に維持されている。この状態では、サンギヤS2が第2のブレーキB2及び第1のワンウェイクラッチF1により停止され、従って入力軸3からフォワードクラッチC1を介して伝達されたシンプルブラネタリギヤのリングギヤR1の回転は、ダブルピニオンブラネタリギヤのリングギヤR2を正方向に空転させながらキャリアCRを正方向に減速回転する。更に、該減速回転は、カウンタギヤ18、17を介して副変速機構5に伝達される。即ち、主変速機構2は2速状態となり、副変速機構5は、第5のブレーキB5の係合により1速状態にあり、この2速状態と1速状態が組合されて、自動変速機1全体で2速が得られる。なおこの際、第1のブレーキB1も作動状態となるが、コーストダウンにより2速になる場合、該第1のブレーキB1は解放される。

【0034】3速（3RD）状態では、フォワードクラッチC1、第2のブレーキB2及び第1のワンウェイクラッチF1並びに第1のブレーキB1はそのまま係合状態に保持され、第5のブレーキB5の係止が解放されると共に第4のブレーキB4が係合する。即ち、主変速機構2はそのままの状態が保持されて、上述した2速時の回転がカウンタギヤ18、17を介して副変速機構5に伝えられ、そして副変速機構5では、第1のシンプルブ

ラネタリギヤのリングギヤR3からの回転がそのサンギヤS3及びサンギヤS4の固定により2速回転としてキャリアCR3から出力し、従って主変速機構2の2速と副変速機構5の2速で、自動変速機1全体で3速が得られる。

【0035】4速（4TH）状態では、主変速機構2は、フォワードクラッチC1、第2のブレーキB2及び第1のワンウェイクラッチF1並びに第1のブレーキB1が係合した上述2速及び3速状態と同じであり、副変速機構5は、第4のブレーキB4を解放すると共にUDダイレクトクラッチC3が係合する。この状態では、第1のシンプルブラネタリギヤのキャリアCR3とサンギヤS3、S4が連結して、ブラネタリギヤ10、11が一体回転する直結回転となる。従って、主変速機構2の2速と副変速機構5の直結（3速）が組合されて、自動変速機全体で、4速回転が出力ギヤ16から出力する。

【0036】5速（5TH）状態では、フォワードクラッチC1及びダイレクトクラッチC2が係合して、入力軸3の回転がシンプルブラネタリギヤのリングギヤR1及びサンギヤS1に共に伝達されて、主変速機構2は、ギヤユニットが一体回転する直結回転となる。この際、第1のブレーキB1が解放されかつ第2のブレーキB2は係合状態に保持されるが第1のワンウェイクラッチF1が空転することにより、サンギヤS2は空転する。また、副変速機構5は、UDダイレクトクラッチC3が係合した直結回転となっており、従って主変速機構2の3速（直結）と副変速機構5の3速（直結）が組合されて、自動変速機全体で、5速回転が出力ギヤ16から出力する。

【0037】更に、本自動変速機は、加速等のダウンシフト時に作動する中間変速段、即ち3速ロー及び4速ローがある。

【0038】3速ロー状態は、フォワードクラッチC1及びダイレクトクラッチC2が接続し（第2ブレーキB2が係合状態にあるがワンウェイクラッチF1によりオーバーランする）、主変速機構2はブラネタリギヤユニット15を直結した3速状態にある。一方、第5のブレーキB5が係止して副変速機構5は1速状態にあり、従って主変速機構2の3速状態と副変速機構5の1速状態が組合されて、自動変速機1全体で、前述した2速と3速との間のギヤ比となる変速段が得られる。

【0039】4速ロー状態は、フォワードクラッチC1及びダイレクトクラッチC2が接続して、主変速機構2は、上記3速ロー状態と同様に3速（直結）状態にある。一方、副変速機構5は、第4のブレーキB4が係合して、第1のシンプルブラネタリギヤ10のサンギヤS3及び第2のシンプルブラネタリギヤ11のサンギヤS4が固定され、2速状態にある。従って、主変速機構2の3速状態と副変速機構5の2速状態が組合されて、自動変速機1全体で、前述した3速と4速との間のギヤ比

となる変速段が得られる。

【0040】なお、図3において点線の丸印は、コースト時エンジンブレーキの作動状態（4、3又は2レンジ）を示す。即ち、1速時、第3のブレーキB3が作動して第2のワンウェイクラッチF2のオーバーランによるリングギヤR2の回転を阻止する。また、2速時、3速時及び4速時、第1のブレーキB1が作動して第1のワンウェイクラッチF1のオーバーランによるサンギヤS1の回転を阻止する。

【0041】また、R（リバース）レンジにあっては、ダイレクトクラッチC2及び第3のブレーキB3に係合すると共に、第5のブレーキB5に係合する。この状態では、入力軸3の回転はダイレクトクラッチC2を介してサンギヤS1に伝達され、かつ第3のブレーキB3によりダブルピニオンプラネタリギヤのリングギヤR2が停止状態にあるので、シンプルプラネタリギヤのリングギヤR1を逆転方向に空転させながらキャリアCRも逆転し、該逆転が、カウンタギヤ18、17を介して副変速機構5に伝達される。副変速機構5は、第5のブレーキB5に基づき第2のシンプルプラネタリギヤのキャリアCR4が逆回転方向にも停止され、1速状態に保持される。従って、主変速機構2の逆転と副変速機構5の1速回転が組合されて、出力軸16から逆転減速回転が出力する。

【0042】図4は、前記制御部Uに格納されている変速用マップ（変速線図）であり、車速即ち出力軸回転数Noとエンジン負荷（出力要求）であるスロットル開度THとの関数にて変速点が求められる。図中、実線はアップシフトを示し、点線はダウンシフトを示し、該線を横切る時に変速判断（指令）が出力される。例えば、スロットル開度THを一定にして加速する場合、車速Noが上がりて実線をまたぐ毎に、前述した自動変速機が1→2、2→3、3→4、4→5とアップシフト信号（変速判断）が出力され、また急にアクセルペダルを閉じた場合にも実線をまたげば、同様にアップシフト信号が出力される。逆に急にアクセルペダルを開けたときや、ブレーキを踏む等により減速している場合には、点線を基準にダウンシフト信号が出力される。

【0043】上記自動変速機1にあっては、2⇔3速及び3⇔4速シフトにおいて、一方の摩擦係合要素が解放すると共に他方の摩擦係合要素に係合する、いわゆるクラッチツークラッチによる変速が行われる。具体的に、2→3変速にあっては、第5のブレーキB5が解放すると共に第4のブレーキB4に係合し（3→2変速時は係合と解放が反対）、また3→4変速にあっては、第4のブレーキB4が解放すると共に第3のクラッチC3に係合する（4→3変速時は係合と解放が反対）。

【0044】上記クラッチツークラッチ変速、例えば2→3変速にあっては、図示しない油圧回路のシフトバルブが前記変速マップに基づく変速判断により切換えられ

て、第5のブレーキB5の係合力が下がり始めると同時に第4のブレーキの係合力が増加し始める。この際、まず2速の回転状態のままで、新たに係合する第4のブレーキB5はトルクを摩擦により伝達しながら滑っている状態にあり（トルク相）、そして該ブレーキB5のトルク容量がエンジントルクを上回ると、エンジン回転数がその差を埋める形で下がっていき、回転変速差がなくなった時点で変速が終了する（イナーシャ相）。

【0045】図1は、本発明に係る制御ブロック図であり、車載コンピュータからなる制御部（ECU）Uを有している。該制御部Uは、スロットル開度センサ24、エンジン回転数センサ25、入力回転数センサ26、出力回転数（車速）センサ27からの信号が入力されており、自動変速機の実際の変速操作を行う油圧回路等からなる変速実行手段33におけるソレノイドバルブに電気信号出力する。そして、該制御部Uは、前記変速用マップ29の変速条件に従って変速判断を出力する変速判断手段30と、前記変速実行手段33に基づく実際の変速が開始される時を判断し、該変速開始時のエンジン回転数を検出する変速開始時エンジン回転数検出手段31と、前記変速開始時のエンジン回転数とエンジン目標回転数とを比較して、前記変速条件を補正する学習補正手段32と、を備えており、これら各手段の内容は、図5のフローチャート及び図6のタイムチャートに沿って後に詳述する。

【0046】ついで、図5及び図6に沿って、本発明に係る変速制御装置について説明する。

【0047】まず、スロットル開度センサ24及び車速（出力軸回転数）センサ25に基づき、スロットル開度TH及び車速Noが読込まれる（S1）。そして、前記変速用マップ29により読込んだ基準車速NoD（前記図4に示すように変速の種類毎に設定されている）に対して後述する補正值NoHを付加することにより変速車速NoAが決定される（ $NoA = NoD + NoH$ ）（S2）。

【0048】ついで、本変速制御は、アクセルペダルが踏込まれてスロットルが開いている（パワーオン）状態、特にスロットル全開状態でエンジンの最大出力要求されている状態（キックダウン）におけるアップシフト（例えば2→3変速）が判断される（S3）。即ち、スロットル開度THが約100[%]であるキックダウン開度TH<sub>K</sub>であり（ $TH > TH_K$ ）、かつ変速判断がアップシフト指令であるかが判断される。アップシフト判断は、図4における変速マップの実線を左方向から右方向に横切る変速判断であるが、現在の車速Noが前記ステップS2にて決定された変速車速NoAより大きいこと（ $No > NoA$ ）、即ち図6のタイムチャートにおいて車速Noが右上がりになっていることにより判断される。



【0049】前記ステップS3においてYES（即ちキックダウンによるアップシフト判断）の場合、制御部Uからアップシフトの変速判断Us1が出力され（S4）、またNOの場合、本変速制御が実行されることなくリターンされる。上記ステップS4の変速判断Us1は、前回の学習制御で補正（NoH）された変速点Mpl（図6参照）に基づき出力されるが、該出力信号は、図示しない油圧回路のソレノイドバルブに作動する電気信号からなり、該出力信号に基づきソレノイドバルブが作動し、更に該ソレノイドバルブからの油圧に基づきシフトバルブが切換えられて、前記第4及び第5のブレーキ等の2個の摩擦係合要素の油圧サーボへの油圧が切換えられる。従って、該変速判断が出力されても、直ちに実際の変速（前記イナーシャ相）が開始されることはなく、上記油圧の遅れ及び摩擦係合要素のトルク容量の増加（前記トルク相参照）等により時間遅れがあり、この状態では、自動変速機は、変速前の変速段（例えば2速）に保持され、入力軸回転数Niは、エンジン回転数Neの上昇に伴い上昇する。

【0050】上記アップシフトの変速判断は、前述した2→3変速、3→4速等のクラッチツークラッチ変速に係るものであって、油圧サーボにおけるピストンのストロークのバラツキ等により、解放側摩擦係合要素（例えば2→3変速における第5のブレーキB5）の解放タイミングと、係合側摩擦係合要素（例えば第4のブレーキB4）の係合タイミングとが整合しない場合、特に解放タイミングに対して係合タイミングが遅過ぎる場合もあり、この場合、図6に示すように、エンジンの吹き上がりを生じる。該吹き上がりによるエンジン回転数Neの上昇Ne3は、トルクコンバータ4を介して入力軸3に伝播し、入力軸回転数Niも略々同様に上昇する（Ni3）。その後、係合側摩擦係合要素のトルク容量が増大して、エンジン負荷を増大してエンジン回転数が降下し（Ne4）、これにより入力軸回転数も下降する（Ni4）。

【0051】この状態で、ステップS5にて実際の変速が開始されたか、即ち前述したトルク相からイナーシャ相に入ったかが判断される。該変速開始判断Ujは、前記入力回転センサ25により求められる入力軸回転数Niが、当該変速の変速前側（例えば2速）のギヤ比Gに、前記出力回転数をセンサ27により求められる車速（出力軸回転数）Noとを乗じた値に、検出誤差を考慮して設定される所定値Cを減じた値より小さくなることにより行われる（ $Ni < G \times No - C$ ）。図6において、上記車速（出力軸回転数）Noとギヤ比Gとに基づき演算されたギヤ比Ngは、車速Noが略々一定であることにより一定であるが、上記エンジン吹き上がりによるギヤ比変化Ng3がある場合もある。該エンジンの吹き上がりにより生じるギヤ比変化Ng3では、変速前の変速段のギヤ比からの変化が開始されているが、このギ

ヤ比の変化は、目標の変速段へのギヤ比の変化ではなく、その反対側への変速段へのギヤ比の変化が開始されることにより生ずる。従って、上述した変速開始判断Ujに係る変速の開始とは、変速前の変速段から目標の変速段側へのギヤ比の変化が開始された時点を指し、目標の変速段とは反対側へのギヤ比の変化は含まない。

【0052】上記変速開始が判断されると（ステップS5のYES）、該変速開始時におけるエンジン回転数NeIが前記エンジン回転数センサ25により検出されて記憶される。ついで、該記憶されたエンジン回転数NeIと、エンジン回転数の許容最高回転数NeKに所定不感帯βを加えたエンジン目標回転数（ $NeK + \beta$ ）とを比較する（S7）。上記記憶されたエンジン回転数NeIが上記エンジン目標回転数 $NeK + \beta$ の範囲を超えている場合（YES）、図7（b）に示すように（ただしエンジン最高回転数Ne1maxを上記変速開始時のエンジン回転数NeIに置き換えられる）、前記補正值NoHに所定回転数からなる補正量αを減じて、次の補正值NoHとする（S8）。

【0053】また、上記ステップS7でNOの場合、上記記憶されたエンジン回転数NeIがエンジン許容最高回転数NeKに所定不感帯βを減じたエンジン目標回転数（ $NeK - \beta$ ）とを比較して（S9）、上記記憶されたエンジン回転数が上記エンジン目標回転数 $NeK - \beta$ より小さい場合（YES）、図7（c）に示すように（ただしエンジン最高回転数Ne1maxを上記変速開始時のエンジン回転数NeIに置き代える）、前記補正值NoHに前記所定回転数からなる補正量αを加えて、次の補正值NoHとする（S10）。即ち、変速開始時のエンジン回転数NeIが、前記エンジン目標回転数 $NeK \pm \beta$ から外れた場合、車速Noに係る変速点が1回の変速制御に対して所定補正量αだけ学習補正される。

【0054】そして、ステップS7、S9においていずれもNOの場合、即ち変速開始時のエンジン回転数NeIが上記エンジン目標回転数 $NeK \pm \beta$ の範囲内にある場合、図7（a）（ただしエンジン最高回転数Ne1maxを上記変速開始時のエンジン回転数NeIに置き代える）に示すように、補正值NoHはそのままに維持される。上記学習補正された新たな補正值NoHは、ステップS2において、変速用マップの車速側の変速点（Mpl→Mp2）を変更することになり、次の本変速制御（キックダウンによる所定クラッチツークラッチ変速に係るアップシフト制御）において、該変更された変速点Mp2に基づく変速判断Us2が出力される。

【0055】従って、エンジン最高回転数Ne1maxに基づく従来の変速制御にあっては、図8に示すように、エンジンの吹き上がりが生じた場合、適正に学習補正されずに、変速点Mp2が望ましい値（車速）からずれてしまうことがあるが、本発明に係る変速開始時のエンジン

10

20

30

40

50



回転数 $N_{e1}$ に基づく変速制御にあっては、図6に示すように、エンジン吹き上がり( $N_{e3}$ )が生じても、該吹き上がりによる外乱を排除して、常に適正は変速点の学習制御を行うことができる。例えば、図6に示すように、変速開始制御 $U_j$ 時におけるエンジン回転数 $N_{e1}$ がエンジン目標回転数 $N_{eK} \pm \beta$ の範囲内にあれば、エンジン吹き上げによるエンジン最高回転数 $N_{emax}$ が上記範囲 $N_{eK} \pm \beta$ を超えたとしても、変速点 $M_{p1}$ の変更は行われない。

【0056】なお、前述した従来の技術に係る特公平7-23745号公報において、エンジン回転速度を、自動変速機の出力軸回転速度の検出値にギヤ比を乗じることによって演算にて求める旨の記載(請求項5参照)があるが、これは、エンジン回転速度を直接検出しない場合の検出方法として例示されているものであって、あくまでエンジン最高回転速度を求めるものであり、変速開始時のエンジン回転数を求めるものではない。

【0057】また、上記実施の形態は、キックダウンによるアップシフトについて説明したが、エンジン目標回転数を適宜選択して設定することにより、必ずしもフルスロットル状態に限るものではなく、パワーオンアップシフトに適用可能である。また、クラッチワーククラッチにあっては、係合、解放タイミングのズレがランダムに生じる場合があり、本変速制御装置を用いて好適であるが、必ずしもクラッチワーククラッチ変速に限らず、ワンウェイクラッチが介在する等の他の変速にも適用可能である。

【図面の簡単な説明】

【図1】本発明に係る変速制御を示す制御ブロック図。

【図2】本発明を適用し得る自動変速機を示すスケルトン図。

【図3】上記自動変速機の動作を示す図。

【図4】変速用マップを示す図。

\*【図5】本発明に係る変速制御を示すフローチャート。

【図6】エンジン吹きを生じた場合における本発明に係る変速制御を示すタイムチャート。

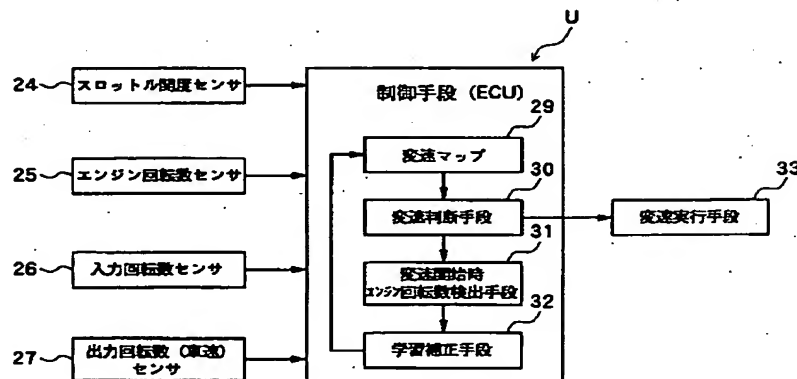
【図7】従来の技術(エンジン最高回転数 $N_{emax}$ を変速開始時に置けるエンジン回転数 $N_{e1}$ に置き代えれば本発明の変速制御に適用)に係る正常状態におけるタイムチャートで、(a)は、エンジン最高回転数が目標値に対して適正な場合を示し、(b)は、エンジン最高回転数が目標値を上回った場合を示し、(c)は、エンジン最高回転数が目標値を下回った場合を示す。

【図8】従来の技術に係るエンジン吹きを生じた場合のタイムチャート。

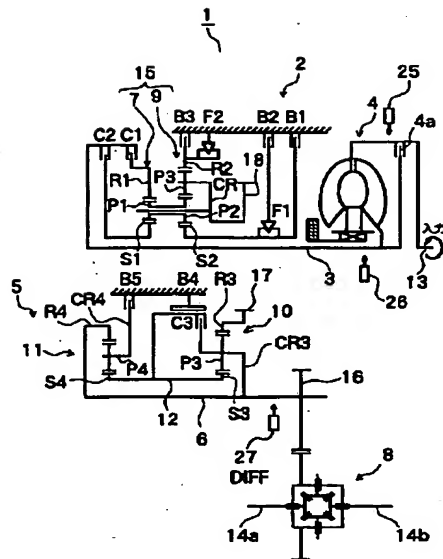
【符号の説明】

1	自動変速機
25	エンジン回転数センサ
26	入力回転数センサ
27	出力回転数センサ
29	変速条件(変速マップ)
30, S3, S4	変速判断手段
31, S5	変速開始時エンジン回転数判断手段
32, S2, S7, S8, S9, S10	学習補正手段
33	変速実行手段
$N_{e1}$	変速開始時エンジン回転数
$N_{eK} \pm \beta$	エンジン目標回転数
$N_i$	入力回転数
$N_o$	出力回転数
$N_g$	ギヤ比
$U_j$	変速開始時判断
30, $U_{s1}, U_{s2}$	変速判断出力
$N_{oA}$	マップによる変速点の車速
$N_{oH}$	補正值
* $\alpha$	所定量

【図1】



【図2】

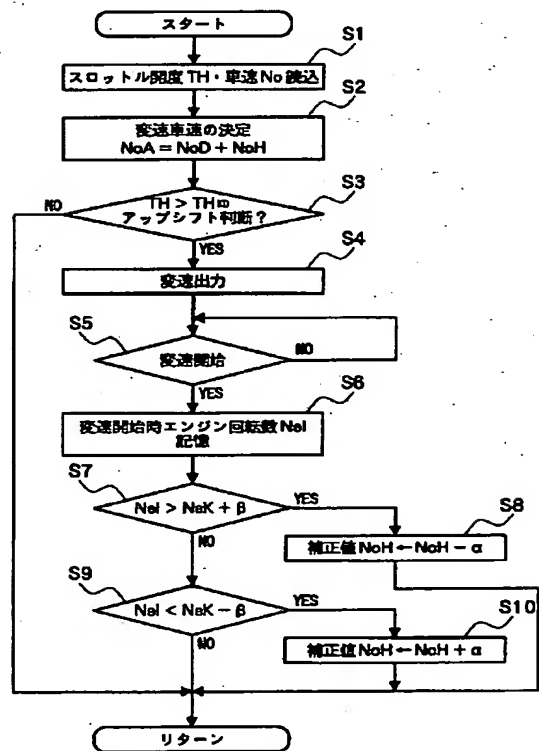


【図3】

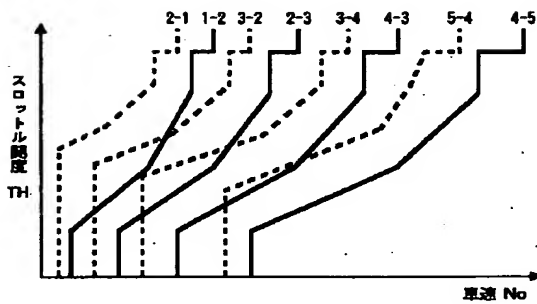
	C1	C2	C3	B1	B2	B3	B4	B5	F1	F2
N									○	
1ST	○					○		○		○
2ND	○			□	○			○	○	
3RD	○			○	○		○		○	
4TH	○		○	○	○				○	
5TH	○	○	○		○					
3Low	○	○			○			○		
4Low	○	○			○		○			
REV		○				○		○		

○はエンジンブレーキ時、□は必要に応じて作動

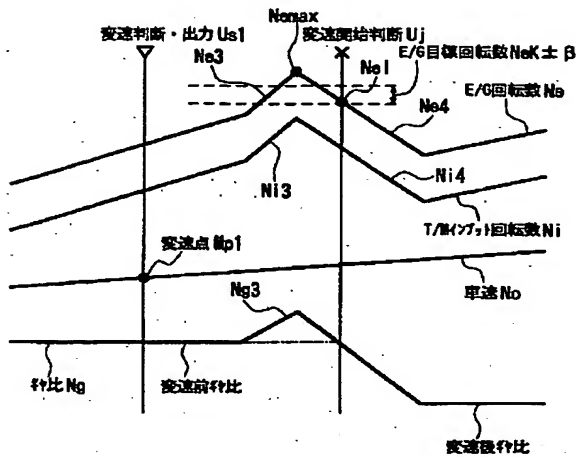
【図5】



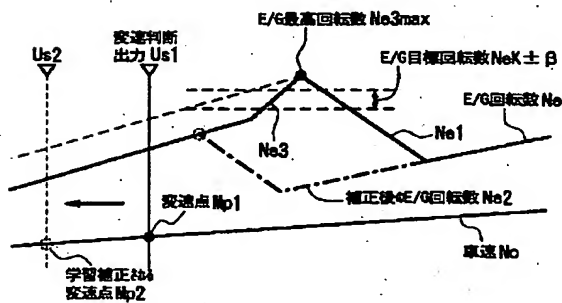
【図4】



【図6】

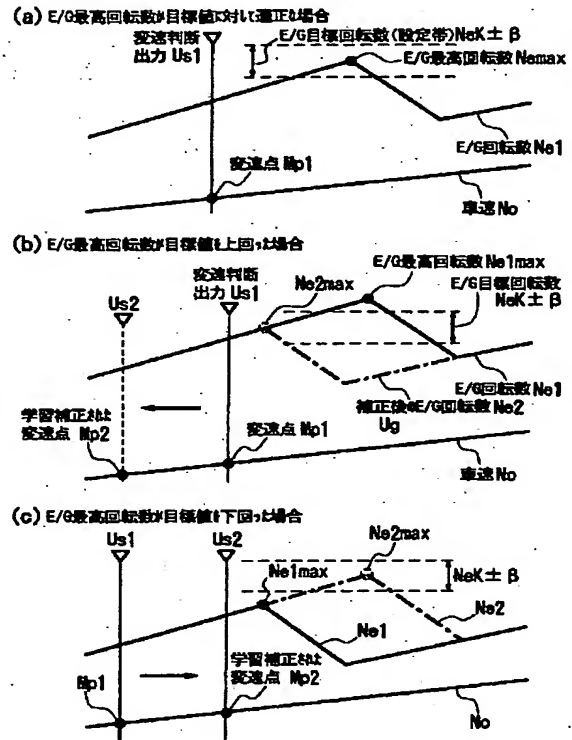


【図8】



【図7】

変速点学習制御基本概念



フロントページの続き

(51)Int.Cl.<sup>7</sup> 識別記号  
F 1 6 H 59:70  
63:12

F I  
F 1 6 H 59:70  
63:12

テーマコード(参考)

(72)発明者 宇野木 正道  
愛知県安城市藤井町高根10番地 アイシ  
ン・エィ・ダブリュ株式会社内  
(72)発明者 水谷 勉  
愛知県安城市藤井町高根10番地 アイシ  
ン・エィ・ダブリュ株式会社内

F ターム(参考) 3J552 MA02 MA12 MA26 NA01 NB01  
PA23 PA53 RA04 RC14 SA15  
SB09 SB28 TA11 VA32W  
VA32Y VA37W VA37Y VC01W  
VD03W